

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

## **Zvýšení výkonu dvoudobého motoru motocyklu**

Tuning of a Motorcycle Two-stroke Engine

Student:

Pavel Cieslar

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2015

## Zadání bakalářské práce

Student: **Pavel Cieslar**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**  
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**  
Téma: **Zvýšení výkonu dvoudobého motoru motocyklu  
Tuning of a Motorcycle Two-stroke Engine**

### Zásady pro vypracování:

Zpracujte studii zvýšení výkonu motoru motocyklu Jawa 50, typ 21. Vypracujte rešerši, zaměřenou na popis a rozbor vlastností sériově vyráběného motoru a možnosti zvýšení jeho výkonu, a dále návrh konkrétních konstrukčních úprav, vedoucích ke zvýšení výkonu alespoň o 20%. Zkontrolujte únosnost vybraných dílů motoru a hnacího ústrojí motocyklu po očekávaném navýšení výkonu. Vypracujte výkresovou dokumentaci (min. výkres sestavy a vybraný výrobní výkres).

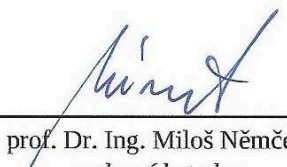
### Seznam doporučené odborné literatury:

BLAIR, Gordon P. *Design and Simulation of Two-stroke Engines*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1996. 623 p. ISBN 15-609-1685-0.  
BELL, A. *Two-stroke Performance Tuning*. 2nd ed. Newbury Park, Calif., USA: Haynes North America, 1999. 271 p. ISBN 18-596-0619-9.  
JENNINGS, Gordon. *Two-stroke Tuner's Handbook*. Tucson, AZ: HP Books, 1986. 156 p. ISBN 09-126-5641-7.  
PAVLŮSEK, Alois. *Motocykly Jawa 50-90 cm<sup>3</sup>: Historie - prototypy - technika - sport*. Brno: CPress, 2012. ISBN 987-80-264-0044-8.  
*Návod na obsluhu Jawa 50*. 9. vyd. Povážská Bystrica: Povážské strojírný, n.p., 1979.  
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

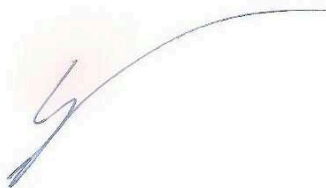
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014  
Datum odevzdání: 18.05.2015

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18.05.2015

Handwritten signature of Gustav Pavel in blue ink, written over a dotted line.

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18.05.2015



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Pavel Cieslar

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bukovec 324; 739 85 Bukovec

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

CIESLAR, P. *Zvýšení výkonu dvoudobého motoru motocyklu : bakalářská práce.* Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2015, 44 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Tato práce se zabývá konstrukčními úpravami motoru motocyklu Jawa 50, typ 21. V úvodu je definován princip dvoudobého motoru. Následně jsou rozebrány a popsány vlastnosti sériově vyráběného motoru. Dále se práce věnuje konstrukčním úpravám dvoudobého motoru vedoucím ke zvýšení výkonu. Pro takto upravený motor je provedená pevnostní kontrola vybraných dílů. Nakonec jsou dosažené výsledky zhodnoceny.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

CIESLAR, P. *Tuning of a Motorcycle Two-stroke Engine : Bachelor Thesis.* Ostrava : VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2015, 44 p. Thesis head: Pišťáček, D.

This work deals with structural modifications of the engine motorcycle Jawa 50 of type 21. Introduction is defined by the principle of two-stroke engine. The thesis also analyses and describes characteristics of mass-produced engines. Furthermore the thesis studies the design of two-stroke engine leading to increase of performance. The strength tests is applied on the modified engine. Finally, the obtained results are evaluated.

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ.....	7
ÚVOD.....	11
1 PRINCIP DVOUDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU .....	12
1.1 Fáze dvoudobého motoru .....	12
2 ROZBOR MOTORU MOTOCYKLU JAWA 50 TYP 21.....	14
2.1 Rozvod sání.....	15
2.2 Způsob vyplachování válce.....	16
3 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV MOTORU JAWY 50-21.....	17
3.1 Rozbor současného stavu .....	17
3.1.1 Válec motoru.....	17
3.1.2 Hlava motoru .....	20
3.1.3 Píst motoru .....	22
3.1.4 Sací soustava.....	23
3.1.5 Výfuková soustava.....	23
3.2 Konstrukční úpravy výkonových částí.....	24
3.2.1 Úprava válce motoru.....	24
3.2.2 Návrh hlavy motoru .....	28
3.2.3 Úprava pístu motoru .....	30
3.2.4 Sací soustava pro upravený válec .....	31
3.2.5 Návrh výfukové soustavy .....	32
3.3 Výkonová charakteristika upraveného motoru .....	33
4 KONTROLA ÚNOSNOSTI VYBRANÝCH DÍLŮ MOTORU.....	34
4.1 Výpočet spojení pomocí drážkování.....	34
4.1.1 Výpočet krouticího momentu na výstupu z převodovky .....	34
4.1.2 Kontrolní výpočet rovnobokého drážkování .....	35
4.1.3 Návrh a výpočet evolventního drážkování .....	37
4.2 Pevnostní kontrola sekundárního řetězu .....	38
4.2.1 Kontrola řetězu proti přetržení.....	38
4.2.2 Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu .....	41
5 ZÁVĚR .....	42
6 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	43
7 SEZNAM PŘÍLOH.....	44

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

$A_{sk}$	[mm]	Skutečná osová vzdálenost řetězových kol
$b_r$	[mm]	Šířka zubu rovnobokého drážkování
$C$	[mm]	Vzdálenost od horní hrany válce k horní hraně pístu při HÚ
$D$	[mm]	Vrtání válce
$d_2$	[mm]	Střední průměr závitu
$D_{a1}$	[mm]	Hlavový průměr hřídele evolventního drážkování
$d_{a2}$	[mm]	Hlavový průměr náboje evolventního drážkování
$D_e$	[mm]	Vnější průměr evolventního drážkování
$D_k$	[mm]	Předběžný průměr karburátoru pro upravený válec
$D_p$	[°]	Časování přepouštěcích kanálů
$D_r$	[mm]	Vnější průměr rovnobokého drážkování
$d_r$	[mm]	Vnitřní průměr rovnobokého drážkování
$D_{s1}$	[mm]	Roztečný průměr hnacího řetězového kola
$D_{se}$	[mm]	Střední průměr náboje evolventního drážkování
$D_{sr}$	[mm]	Střední průměr náboje rovnobokého drážkování
$D_{ss}$	[°]	Časování sériového sacího kanálu
$D_{su}$	[°]	Časování upraveného sacího kanálu
$D_{vs}$	[°]	Časování sériového výfukového kanálu
$D_{vu}$	[°]	Časování upraveného výfukového kanálu
$E_p$	[mm]	Vzdálenost od horní hrany válce k horní hraně přepouštěcích kanálů
$E_{vs}$	[mm]	Vzdálenost od horní hrany sériového válce k horní hraně výfukového kanálu
$E_{vu}$	[mm]	Vzdálenost od horní hrany upraveného válce k horní hraně výfukového kanálu
$F$	[-]	Součinitel pro výpočet skutečné osové vzdálenosti
$F_{cs}$	[N]	Tahová složka odstředivé síly
$F_{ms}$	[N]	Tahová složka od tíhy volné dolní větve řetězu
$F_{or}$	[N]	Obvodová síla působící na rovnoboké drážkování
$F_{os}$	[N]	Obvodová síla působící na sekundární řetěz
$F_{pt}$	[N]	Síla při přetržení řetězu
$f_r$	[mm]	Velikost sražení hran zubů rovnobokého drážkování

$f_r'$	[mm]	Skutečná účinná plocha boků drážek na 1 mm délky drážkového spojení
$F_s$	[mm]	Vzdálenost od horní hrany sériového válce k dolní hraně sacího kanálu
$F_{s1}$	[N]	Výsledná tahová síla v řetězu
$F_u$	[mm]	Vzdálenost od horní hrany upraveného válce k dolní hraně sacího kanálu
$g$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Tíhové zrychlení
$H$	[mm]	Výška pístu
$h_e$	[mm]	Společná výška stykové plochy evolventního drážkování
$h_s$	[m]	Dovolený průhyb řetězu
$i_{v1}$	[-]	Převodový poměr na výstupu z převodovky při prvním převodovém stupni
$K$	[-]	Konstanta pro určení velikosti karburátoru
$k_d$	[-]	Dynamická bezpečnost řetězu
$k_s$	[-]	Statická bezpečnost řetězu
$L$	[mm]	Délka ojnice (vzdálenost mezi středy ok)
$l_p$	[mm]	Šířka řetězového kola na výstupní hřídeli z převodovky
$m_e$	[mm]	Modul evolventního drážkování
$M_{kmu}$	[Nm]	Maximální krouticí moment upraveného motoru
$M_{kv}$	[Nm]	Krouticí moment na výstupu z převodovky při prvním převodovém stupni
$m_{s1}$	[kg]	Hmotnost jednoho metru řetězu
$n_{Mu}$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky při maximálním krouticím momentu upraveného motoru
$n_{pu}$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky při maximálním výkonu upraveného motoru
$n_{s1}$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky na výstupu z převodovky při prvním převodovém stupni
$p_D$	[MPa]	Dovolený tlak mezi drážkami
$p_{Dř}$	[MPa]	Dovolený měrný tlak v kloubu řetězu
$p_e$	[MPa]	Tlak mezi drážkami evolventního drážkování
$P_{ms}$	[kW]	Maximální výkon sériového motoru
$P_{mu}$	[kW]	Maximální výkon upraveného motoru



$p_r$	[MPa]	Tlak mezi drážkami rovnobokého drážkování
$P_s$	[mm]	Pomocný výpočet při určení časování sériového sacího kanálu
$P_u$	[mm]	Pomocný výpočet při určení časování upraveného sacího kanálu
$P_v$	[kW]	Výkon na výstupu z převodovky
$p_v$	[MPa]	Vypočtený měrný tlak v kloubu řetězu
$R$	[mm]	Zdvih podělen dvěma
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
$S_k$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha kloubu řetězu
$T_p$	[mm]	Pomocný výpočet při určení časování přepouštěcích kanálů
$t_s$	[mm]	Rozteč řetězu
$T_{vs}$	[mm]	Pomocný výpočet při určení časování sériového výfukového kanálu
$T_{vu}$	[mm]	Pomocný výpočet při určení časování upraveného výfukového kanálu
$V_{es}$	[cm <sup>3</sup> ]	Efektivní objem sériového válce
$V_{eu}$	[cm <sup>3</sup> ]	Efektivní objem upraveného válce
$v_s$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Obvodová rychlost na hnací řetězce
$V_{ss}$	[cm <sup>3</sup> ]	Objem spalovacího prostoru sériové hlavy motoru
$V_{su}$	[cm <sup>3</sup> ]	Objem spalovacího prostoru nové hlavy motoru
$V_v$	[cm <sup>3</sup> ]	Objem válce
$X$	[-]	Počet článků sekundárního řetězu
$Y$	[-]	Činitel rázů
$Z$	[mm]	Zdvih pístu
$z_1$	[-]	Počet zubů ozubeného kola 1
$z_2$	[-]	Počet zubů ozubeného kola 2
$z_3$	[-]	Počet zubů ozubeného kola 3
$z_4$	[-]	Počet zubů ozubeného kola 4
$z_e$	[-]	Počet zubů evolventního drážkování
$z_{p1}$	[-]	Počet zubů primárního řetězového kola spojky
$z_{p2}$	[-]	Počet zubů lamel spojky
$z_r$	[-]	Počet zubů rovnobokého drážkování

$z_{s1}$	[-]	Počet zubů hnacího řetězového kola sekundárního převodu
$z_{s2}$	[-]	Počet zubů hnaného řetězového kola sekundárního převodu
$\varepsilon_{ss}$	[-]	Skutečný kompresní poměr sériového motoru
$\varepsilon_{su}$	[-]	Skutečný kompresní poměr upraveného motoru
$\varepsilon_t$	[-]	Udávaný teoretický kompresní poměr sériového motoru
$\varepsilon_{ts}$	[-]	Vypočtený teoretický kompresní poměr sériového motoru
$\varepsilon_{tu}$	[-]	Vypočtený teoretický kompresní poměr upraveného motoru
$\eta_c$	[-]	Účinnost převodovky pro první převodový stupeň
$\eta_{kl}$	[-]	Účinnost kluzných ložisek
$\eta_{oz}$	[-]	Účinnost ozubených kol
$\eta_{př}$	[-]	Účinnost primárního řetězového převodu
$\eta_{vl}$	[-]	Účinnost valivých ložisek
$\varphi$	[-]	Relativní funkční počet drážek

## ÚVOD

První dvoudobý motor byl vynalezen sirem Dugaldem Clerkem v Anglii na konci devatenáctého století. Tento motor nebyl takový, jak ho známe v dnešní době. Neměl přepouštěcí kanály a výměna plynů probíhala pomocí ventilů v hlavě válce, jako u čtyřdobého motoru. Skutečný dvoudobý motor vytvořila dvojice konstruktérů. Angličan Joseph Day patentoval bezventilový dvoudobý motor a jeho zaměstnanec Frederic Cock ho upravil do dnešní podoby. [1]

K velkému rozmachu dvoudobých motorů došlo před druhou světovou válkou. Díky své výrobní jednoduchosti a provozní nenáročnosti se brzo začal využívat v různém odvětví průmyslu. Největší využití našel u jednostopých vozidel, zejména v kubatuře do 500 cm<sup>3</sup>.

V současnosti se výrobci snaží nahradit dvoudobý motor čtyřdobým, kvůli vyšší účinnosti a menšího množství škodlivin ve výfukových plynech. Přesto dnes můžeme dvoudobou techniku nalézt tam, kde potřebujeme velký výkon a malou hmotnost - v motorových pilách, mopedech, sněžných skútrech a závodních motocyklech.

### Cíle bakalářské práce

- Vysvětlit princip dvoudobého motoru
- Provést rozbor a popis sériově vyráběného motoru motocyklu Jawa 50/21
- Navrhnout vhodné konstrukční úpravy motoru vedoucí ke zvýšení výkonu
- Zkontrolovat únosnost vybraných dílů motoru po očekávaném navýšení výkonu

# **1 PRINCIP DVOUDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU**

Dvoudobý motor je pístový spalovací motor, který vykoná pracovní cyklus během jedné otáčky klikového hřídele, tedy během dvou zdvihů pístu. Při výměně směsi a vyplachování se používají tři druhy kanálů - sací, přepouštěcí, výfukový. Přepouštěcích kanálů bývá více. Spojují prostor v klikové skříni pod pístem s prostorem nad pístem.

Dvoudobý motor má čtyři fáze. Při jednom zdvihu vykoná dvě fáze najednou. Při pohybu směrem z dolní úvratě do horní probíhá sání a komprese a směrem naopak probíhá expanze a výfuk.

Mazání třecích ploch motoru je prováděno směsí oleje v palivu. Mísící poměr je přesně udán výrobcem motoru. Princip mazání spočívá v tom, že při provozní teplotě motoru se palivo na horkých stěnách odpaří a zůstane tam pouze olej, který maže třecí plochy. Za třecí plochy motoru se považuje válec, píst, pístní kroužky, pístní a ojnicí čep, ložiska klikové hřídele.

## **1.1 Fáze dvoudobého motoru**

### **Sání**

Píst se pohybuje z dolní úvratě do horní, uzavírá přepouštěcí kanály a v klikové skříni vzniká podtlak o velikosti 0,02 - 0,04 MPa. Poté spodní hrana pístu otevře sací kanál a dochází k nasátí zápalné směsi.

### **Komprese**

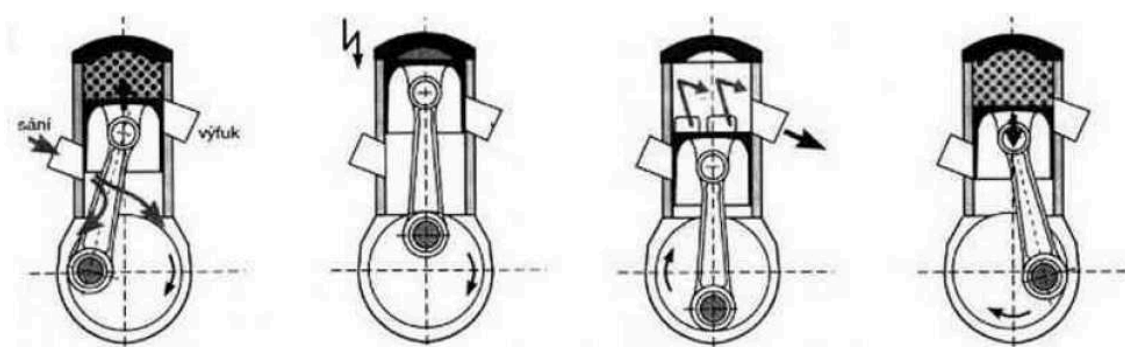
Od chvíle kdy píst uzavře výfukový kanál se v prostoru nad pístem začne stlačovat směs paliva se vzduchem. Energie potřebná pro vykonání tohoto cyklu je dodána z kinetické energie rotujícího klikového hřídele.

## Expanze

Těsně před horní úvrati dojde k přeskočení jiskry zapalovací svíčky a k následnému zažehnutí stlačené zápalné směsi. K plnému prohoření paliva dochází až po překonání horní úvrati. Díky rozpínání spalín je píst tlačěn do dolní úvrati a motor koná práci. Při tomto pohybu pístu dochází k uzavření sacího kanálu a k následnému stlačení směsi v klikové skříní.

## Výfuk

Horní hrana pístu otevře výfukový kanál a stlačené plyny proudí do výfukového potrubí. Vzápětí horní hrana pístu otevírá i přepouštěcí kanály a stlačená čerstvá směs se dostává z klikové skříně do prostoru nad píst a vytlačuje zbytkové zplodiny. Konstrukce přepouštěcích kanálů má veliký vliv na proudění směsi a vyplachování spalín. Snahou je dosáhnout co nejmenšího úniku čerstvé směsi do výfuku. Pro zatlačení unikající směsi zpátky do válce se používá vhodně navržený výfukový systém s expanzní komorou.



Obr. 1.1 Fáze dvoudobého zážehového motoru [4]

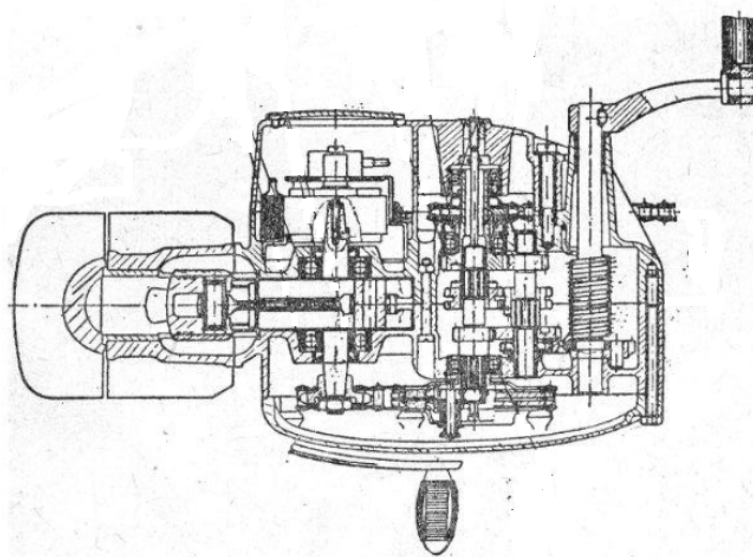
## 2 ROZBOR MOTORU MOTOCYKLU JAWA 50 TYP 21

Jawa 50-21 se vyráběla na Slovensku v Povážské Bystřici v letech 1968 až 1977. Tehdy mezi mladými jezdci snad nebyl nikdo, kdo by neznal "Fichtla".

Důvodem, proč byl zvolen pro zpracování bakalářské práce právě tento motor, je jeho konstrukční jednoduchost a velký potenciál pro zvýšení výkonu.

Tab. 2.1 Technické údaje motoru [11]

Motor	Ležatý dvoudobý zážehový jednoválec
Chlazení	Vzduchem
Objem válce	$V_v = 49,9 \text{ cm}^3$
Vrtání	$D = 38 \text{ mm}$
Zdvih	$Z = 44 \text{ mm}$
Největší výkon	$P_{ms} = 2,6 \text{ kW}/6500 \text{ min}^{-1}$
Teoretický kompresní poměr	$\epsilon_t = 9,2:1$
Rozvod sání	Pístem
Karburátor	Jikov 2917PSb
Mísící poměr směsi oleje a paliva	1:30



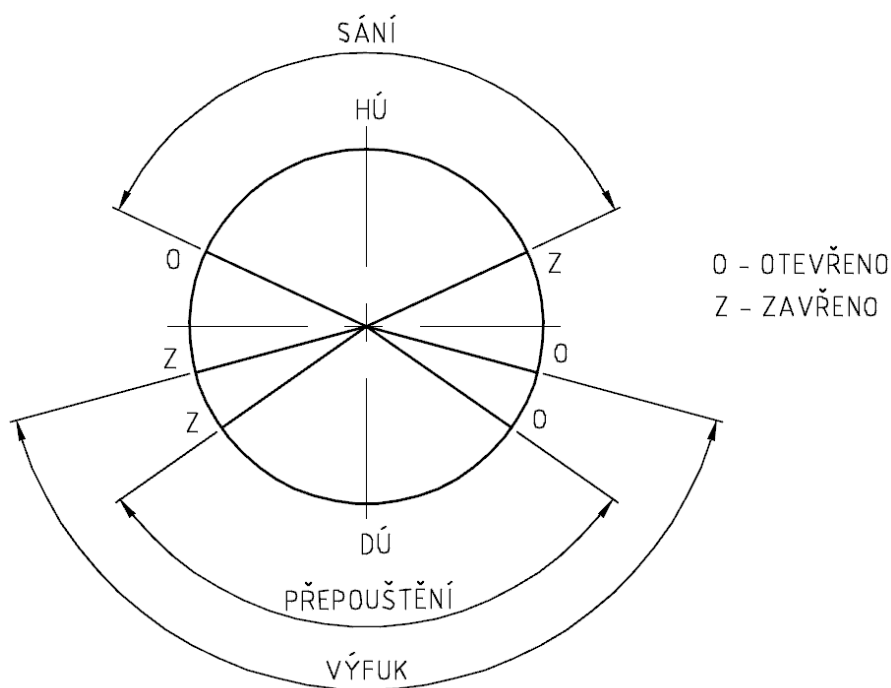
Obr. 2.1 Řez motorem motocyklu Jawa 50/21 [11]

## 2.1 Rozvod sání

Motor využívá symetrický rozvod pomocí pístu, kdy spodní hrana pístu otevírá a uzavírá sací kanál. Tento typ rozvodu sání je nejstarší a taky konstrukčně nejjednodušší. Jeho hlavní nevýhoda spočívá v tom, že okamžik uzavření sacího kanálu je pevně dán a nejde ho výrazně změnit. Pokud se zvětšuje úhel otevření sání, dochází ke snížení tlaku v klikové skříni a ke zvýšení spotřeby.

### Další typy rozvodu sání v dvoudobých motorech

- Rotačním šoupátkem
- Jazyčkovým ventilem



Obr. 2.2 Symetrický rozvod sání

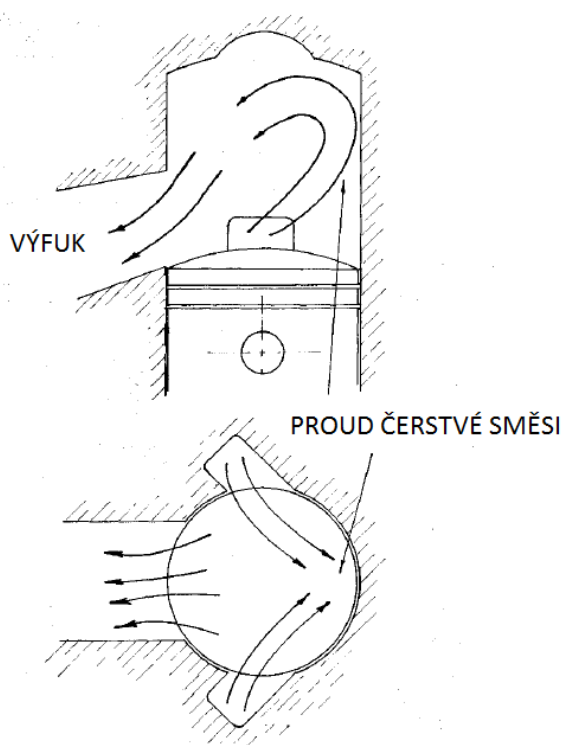
## 2.2 Způsob vyplachování válce

Ve válci je použit vratný způsob výměny směsi. Jedná se o doposud nejvýhodnější způsob vyplachování. Byl vynalezen v roce 1926 německým konstruktérem Dr. Adolfem Schnürlem. Princip vyplachování je založen na tom, že čerstvá směs proudí přes přepouštěcí kanály (minimálně dva), které směřují k zadní části válce a vzhůru k hlavě. Ve spalovacím prostoru dochází k obrácení směsi k výfukovému kanálu a tím je zajištěno vytlačování spalín z válce. [2]

Výhodou vratného vyplachování je konstrukční jednoduchost. Nicméně je třeba dbát na výrobní přesnost přepouštěcích kanálů. Pokud by byly vyrobeny vůči sobě nepřesně a pod špatným úhlem, docházelo by k víření čerstvé směsi a úniku do výfuku.

### Další způsoby vyplachování válce v dvoudobých motorech

- Křížové
- Příčné
- Souproudé



Obr. 2.3 Princip vratného vyplachování [2]



### 3 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV MOTORU JAWY 50-21

Cílem této bakalářské práce je navrhnout vhodnou úpravu daných součástí motoru, vedoucí ke zvýšení výkonu. Proto byly zvoleny komponenty, které jsou pro tyto účely nejvhodnější. V této práci jsou nazvány jako výkonové části motoru.

#### 3.1 Rozbor současného stavu

V tomto bodě je rozebrán a popsán současný stav vybraných výkonových částí motoru.

##### 3.1.1 Válec motoru

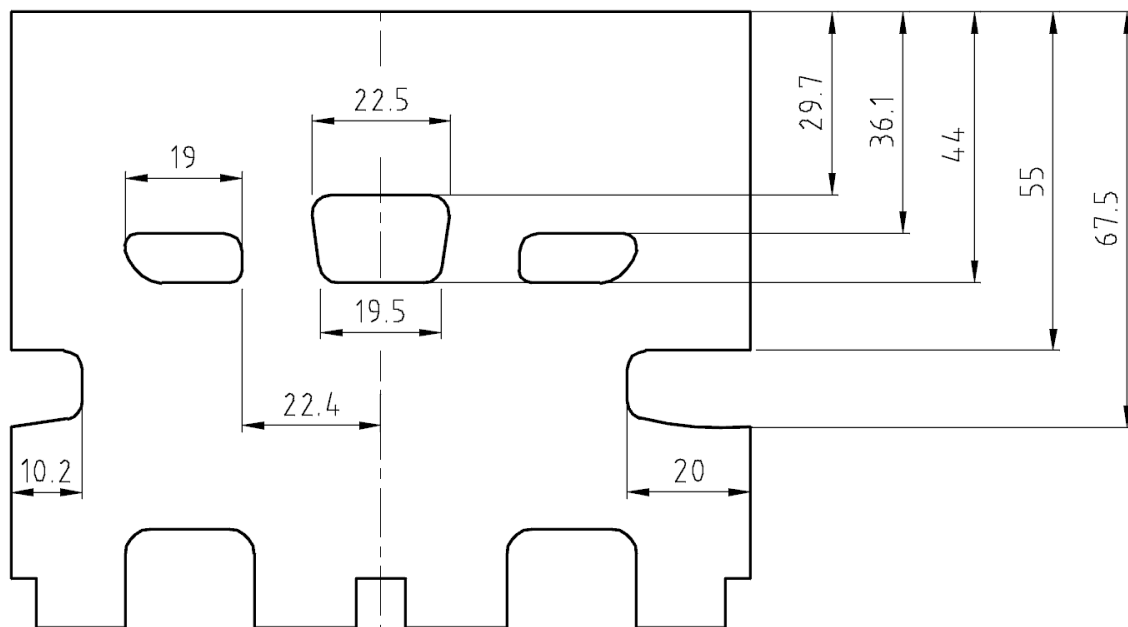
Válec je základní funkční část motoru. Úpravou tvaru a průřezu jednotlivých rozvodových kanálů se mění charakteristika motoru. Pracovní plocha válce se za provozu nesmí nijak deformovat.

Válec sériového motoru se skládá ze dvou částí - z litinové vložky, která je s přesahem zalisována do hliníkové slitiny.



Obr. 3.1 Válec motoru

Pro zjištění rozměrů a časování jednotlivých kanálů byla použita metoda rozvinu válce. Ta spočívá v tom, že se do vnitřního průměru vložky vloží milimetrový papír a na něj obkreslí plochy kanálů. Poté se z něj rozměry odečtou.



Obr. 3.2 Vnitřní plocha rozvinuté vložky sériového válce

Tab. 3.1 Hodnoty pro výpočet časování sériového válce

R [mm]	L [mm]	C [mm]	H [mm]	F <sub>s</sub> [mm]	E <sub>p</sub> [mm]	E <sub>vs</sub> [mm]
22	100	0	54	67,5	36,1	29,7

### Časování sacího kanálu

$$D_{ss} = 2 \cdot \left( \arccos \cdot \frac{P_s^2 + R^2 - L^2}{2 \cdot P_s \cdot R} \right) = 2 \cdot \left( \arccos \cdot \frac{108,5^2 + 22^2 - 100^2}{2 \cdot 108,5 \cdot 22} \right) \quad (1)$$

$$D_{ss} = 123,6^\circ$$

$$P_s = R + L + C + H - F_s = 22 + 100 + 0 + 54 - 67,5 = 108,5 \text{ mm}$$

### Časování přepouštěcích kanálů

$$D_p = 2 \cdot \left( 180 - \arccos \cdot \frac{T_p^2 + R^2 - L^2}{2 \cdot R \cdot T_p} \right) \quad (2)$$

$$D_p = 2 \cdot \left( 180 - \arccos \cdot \frac{85,9^2 + 22^2 - 100^2}{2 \cdot 22 \cdot 85,9} \right) = 111,1^\circ$$

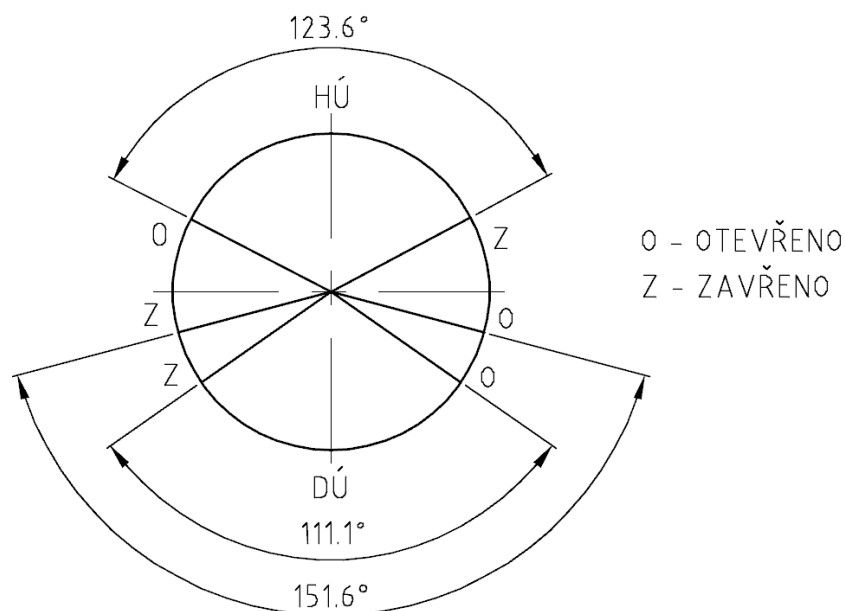
$$T_p = R + L + C - E_p = 22 + 100 + 0 - 36,1 = 85,9 \text{ mm}$$

### Časování výfukového kanálu

$$D_{vs} = 2 \cdot \left( 180 - \arccos \cdot \frac{T_{vs}^2 + R^2 - L^2}{2 \cdot R \cdot T_{vs}} \right) \quad (3)$$

$$D_{vs} = 2 \cdot \left( 180 - \arccos \cdot \frac{92,3^2 + 22^2 - 100^2}{2 \cdot 22 \cdot 92,3} \right) = 151,6^\circ$$

$$T_{vs} = R + L + C - E_{vs} = 22 + 100 + 0 - 29,7 = 92,3 \text{ mm}$$



Obr. 3.3 Časování sériového válce

### 3.1.2 Hlava motoru

Hlava válce zajišťuje odvod tepla z motoru do okolí. Jelikož se jedná o motor, který je chlazený vzduchem, tak velikost a tvar žebrování má zásadní vliv na odvádění tepla. Pokud dochází k přehřívání motoru, snižuje se jeho účinnost a hrozí nebezpečí zadření válce.

Tvar, objem a umístění zapalovací svíčky ve spalovacím prostoru má velký vliv na výkonovou charakteristiku. Spalovací prostor by měl mít leštěný povrch z důvodu zabránění usazování karbonu.

V sériové hlavě motoru je zapalovací svíčka umístěná pod úhlem  $30^\circ$  a tvar spalovacího prostoru je obecný. Pro originální motor je tato hlava dostačující, nicméně pro další konstrukční úpravy je nevhodná.



Obr. 3.4 Hlava sériového motoru

Objem spalovacího prostoru by měl být  $V_{ss} = 6,1 \text{ cm}^3$ . Ovšem v praxi je to jinak. Bylo změřeno pět hlav a objem spalovacího prostoru se pohyboval v těchto mezích:  $V_{ss} = 6,3 \pm 0,2 \text{ cm}^3$ .

## Výpočet kompresního poměru

V literatuře můžeme najít dvojí označení kompresního poměru - teoretický a skutečný.

### Teoretický kompresní poměr

Teoretický kompresní poměr je určen dle vzorce:

$$\varepsilon_{Ts} = \frac{V_v + V_{ss}}{V_{ss}} = \frac{49,9 + 6,3}{6,3} = \mathbf{8,9:1} \quad (4)$$

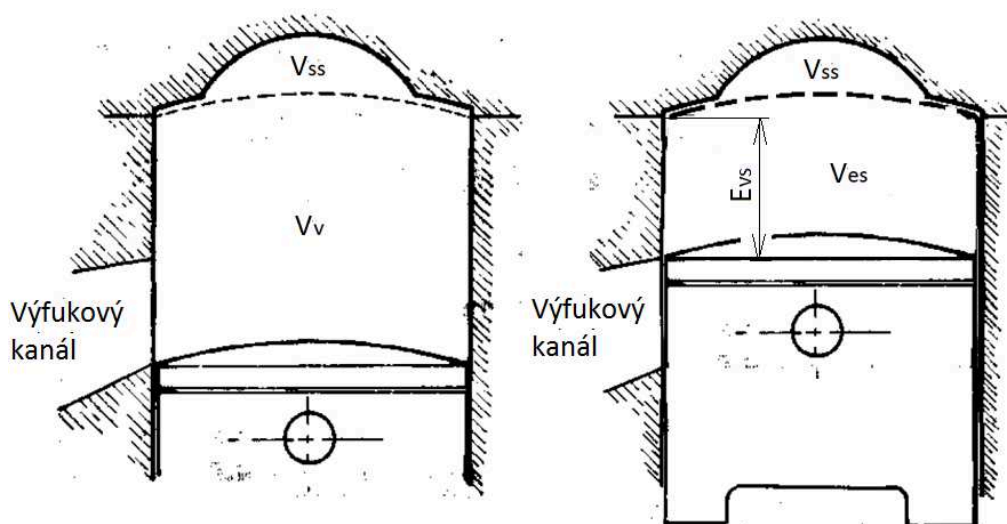
### Skutečný kompresní poměr

Hodnota skutečného kompresního poměru je nižší, neboť se počítá s objemem, který vznikne ve válci až po uzavření výfukového kanálu viz. obr. 3.5.

$$\varepsilon_{ss} = \frac{V_{es} + V_{ss}}{V_{ss}} = \frac{33,7 + 6,3}{6,3} = \mathbf{6,3:1} \quad (5)$$

$$V_{es} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot E_{vs} = \frac{\pi \cdot 38^2}{4} \cdot 29,7 = 33\,683,2 \text{ mm}^3 = 33,7 \text{ cm}^3$$

$$E_{vs} = 29,7 \text{ mm}$$



Obr. 3.5 Teoretický (vlevo) a skutečný kompresní poměr

### 3.1.3 Píst motoru

Píst přenáší tlak expandujících plynů na klikový mechanismus. Vede ojnici, otevírá a uzavírá sací, výfukové a přepouštěcí kanály.

Píst sériového motoru byl vyroben se třemi, později se dvěma pístními kroužky o výšce kroužku 2 mm. Počet pístních kroužků byl snížen z důvodu vysokých třecích ztrát. Dalším důvodem bylo, že třetí pístní kroužek zasahoval do sacího kanálu, kde docházelo k jeho deformaci.



Obr. 3.6 Píst sériového motoru

### 3.1.4 Sací soustava

Sací soustava se skládá z karburátoru, sacího potrubí a vzduchového filtru. Jejím úkolem je připravit směs paliva a vzduchu ve vhodném poměru tak, aby došlo k nejúčinnějšímu prohořívání ve válci.

Pro motocykly do objemu 50 cm<sup>3</sup> se používají karburátory o průměru difuzoru 15 - 16 mm. V sériovém motoru byl použit karburátor Jikov 2917PSb, který má průměr difuzoru 17 mm. Jeho velikost je víc než dostačující, ale jeho konstrukce není vhodná pro další úpravy.



Obr. 3.7 Karburátor sériového motoru

### 3.1.5 Výfuková soustava

Výfukový systém u dvoudobých motorů má rozhodující vliv na výkon a spotřebu. Výfukové plyny se řídí zákony o nestacionárním proudění. Výpočet je složitý a provádí se pomocí různých softwarů.

V praxi se navrhne několik modifikací výfukové soustavy, které se pak zkoušejí na motorové brzdě. Zvolí se nejlepší varianta a ta se dále upravuje tak, aby motor měl největší výkon v používaných otáčkách s přihlédnutím k možnosti provozu i v jiném režimu.

## 3.2 Konstrukční úpravy výkonových částí

V tomto bodě jsou rozebrány konstrukční úpravy výkonových částí motoru vedoucí ke zvýšení výkonu. Některé součásti se upraví a jiné vymění za nové.

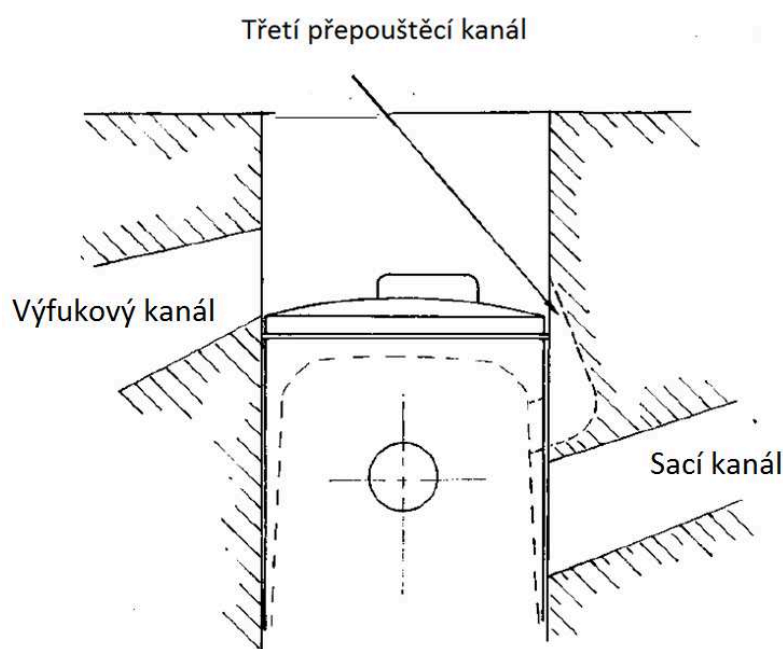
### 3.2.1 Úprava válce motoru

Úpravou tvaru a průřezu rozvodových oken dochází ke změně charakteristiky motoru.

#### Úprava sacího kanálu

Velikost průřezu sacího kanálu má vliv na plnění klikového prostoru z hlediska objemu, ale taky určuje rychlost proudící směsi. Pokud se současně zvětšuje úhel otevření sání a jeho průřez, dochází ke zvýšení výkonu.

Bohužel taková úprava má svoje stinné stránky. Mezi ně patří horší ovladatelnost motoru při nižších otáčkách a vyšší spotřeba paliva.



Obr. 3.8 Konstrukční řešení třetího přepouštěcího kanálu [2]



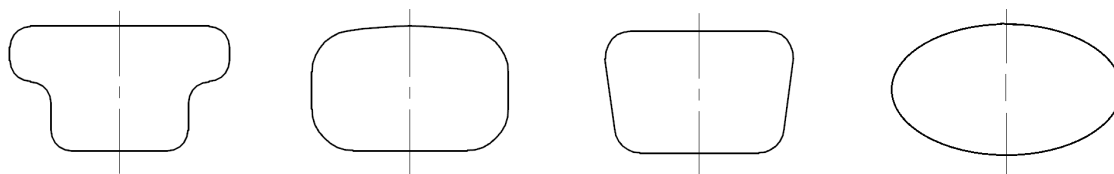
### Úprava přepouštěcích kanálů

Oba přepouštěcí kanály zůstaly v sériové podobě, ale byl přidán třetí přepouštěcí kanál. Tento přídatný kanál zlepšuje vyplachování a plnění čerstvou směsí. Konstrukční řešení přídatného kanálu viz. obr. 3.8.

### Úprava výfukového kanálu

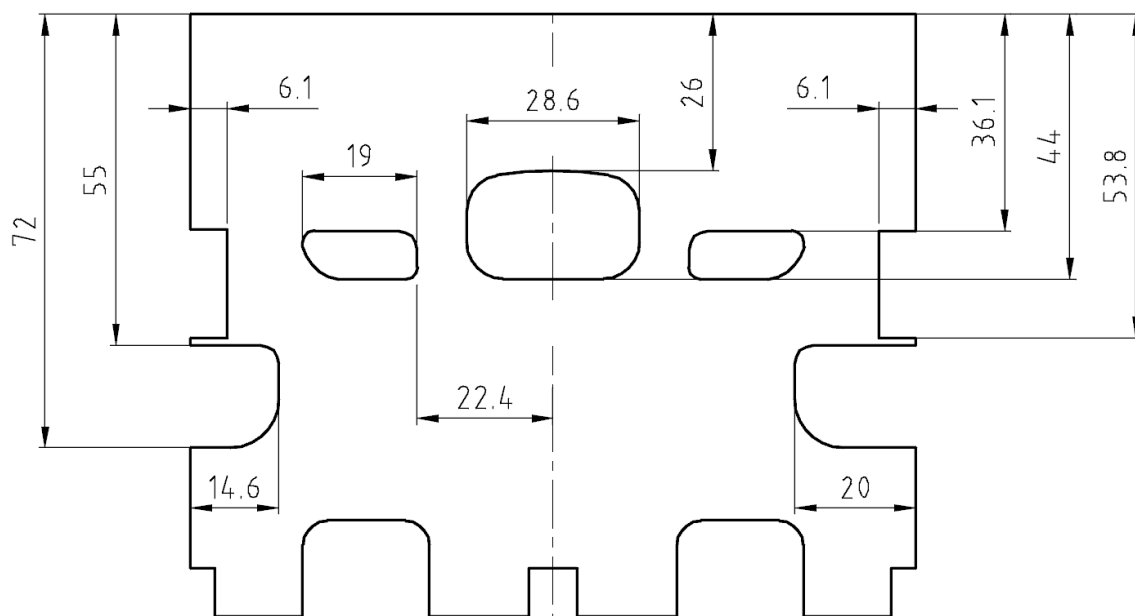
Tvar a úhel otevření výfukového kanálu má velký vliv na výkon a otáčky motoru. Čím výše je posunuta horní hrana výfukového kanálu, tím lze dosáhnout vyšších otáček motoru.

Při návrhu tvaru výfukového kanálu se musí brát zřetel na jeho šířku, aby nedošlo k destrukci pístních kroužků. Šířka kanálu by měla být kolem 60% a u závodních strojů maximálně 70% vrtání válce.



Obr. 3.9 Tvary výfukových kanálů ve dvoudobých motorech

Při návrhu úpravy válce se vycházelo z předchozích zkušeností. Bylo vyrobeno několik válců s různým časováním a zkoušela se jejich výkonová charakteristika. Nejlepší z nich je rozebrán a popsán na obr. 3.10.



Obr. 3.10 Vnitřní plocha rozvinuté vložky upraveného válce

Tab. 3.2 Hodnoty pro výpočet časování upraveného válce

R [mm]	L [mm]	C [mm]	H [mm]	F <sub>u</sub> [mm]	E <sub>p</sub> [mm]	E <sub>vu</sub> [mm]
22	100	0	54	72	36,1	26

### Časování sacího kanálu

$$D_{su} = 2 \cdot \left( \arccos \cdot \frac{P_u^2 + R^2 - L^2}{2 \cdot P_u \cdot R} \right) = 2 \cdot \left( \arccos \cdot \frac{104^2 + 22^2 - 100^2}{2 \cdot 104 \cdot 22} \right) = 147^\circ$$

$$P_u = R + L + C + H - F_u = 22 + 100 + 0 + 54 - 72 = 104 \text{ mm}$$

### Časování přepouštěcích kanálů

Časování přepouštěcích kanálů zůstává stejné.

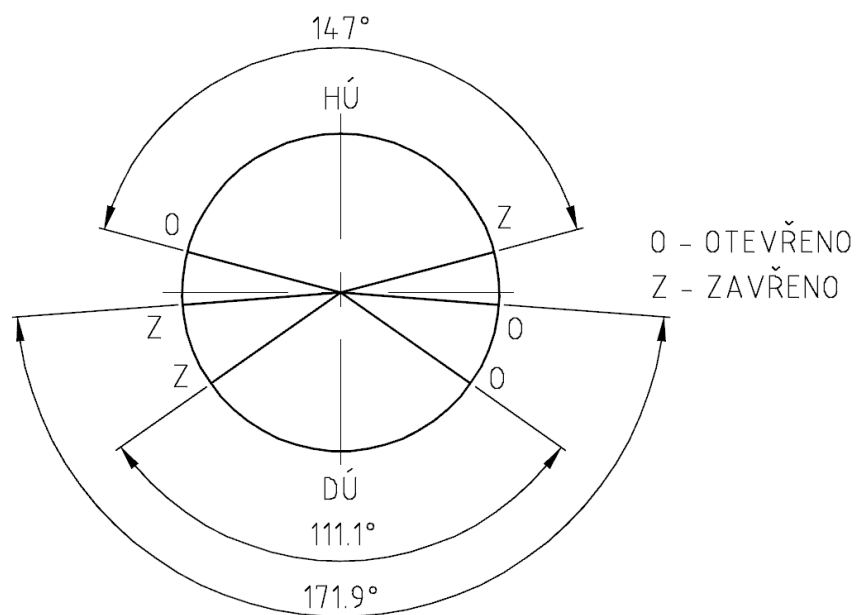
$$D_p = 111,1^\circ$$

### Časování výfukového kanálu

$$D_{vu} = 2 \cdot \left( 180 - \arccos \cdot \frac{T_{vu}^2 + R^2 - L^2}{2 \cdot R \cdot T_{vu}} \right)$$

$$D_{vu} = 2 \cdot \left( 180 - \arccos \cdot \frac{96^2 + 22^2 - 100^2}{2 \cdot 22 \cdot 96} \right) = 171,9^\circ$$

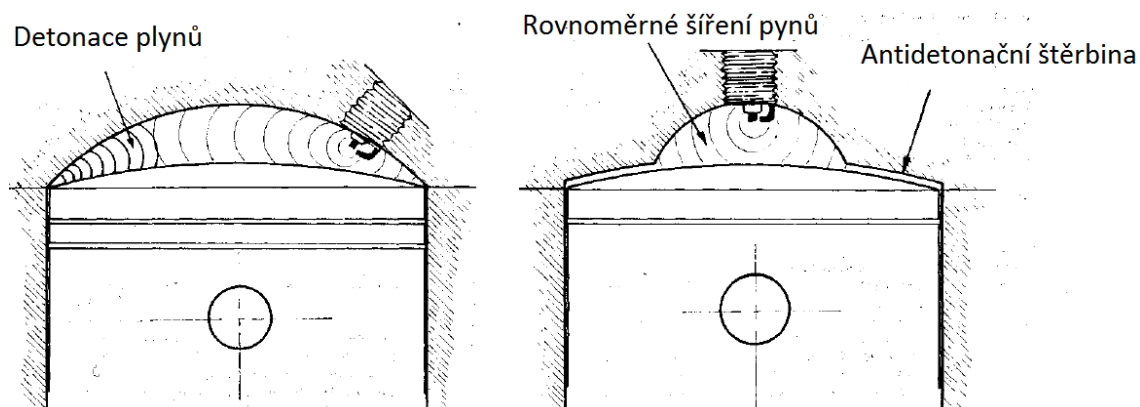
$$T_{vu} = R + L + C - E_{vu} = 22 + 100 + 0 - 26 = 96 \text{ mm}$$



Obr. 3.11 Časování upraveného válce

### 3.2.2 Návrh hlavy motoru

Pro upravený válec byla vyrobená nová hlava se symetrickým spalovacím prostorem a antidetonační štěrbinou. Ve středu hlavy, rovnoběžně s osou válce je umístěná zapalovací svíčka. Toto konstrukční řešení je nejvhodnější a to jak z hlediska zabránění detonačního hoření tak i průběhu prohořívání plynů.



Obr. 3.12 Průběh prohořívání směsi v hlavě válce s nakloněnou zapalovací svíčkou (vlevo) a zapalovací svíčkou uprostřed [2]

#### Volba skutečného kompresního poměru

Nová hlava válce má nejen vhodnější spalovací prostor, ale taky větší plochu žebrování, která zajišťuje lepší odvod tepla do okolí. Díky tomu lze zvýšit kompresní poměr aniž by docházelo k přehřívání a detonacím motoru.

**Na základě předchozích zkušeností je skutečný kompresní poměr zvolen:**

$$\epsilon_{\text{Su}} = 8:1$$

### Objem spalovacího prostoru

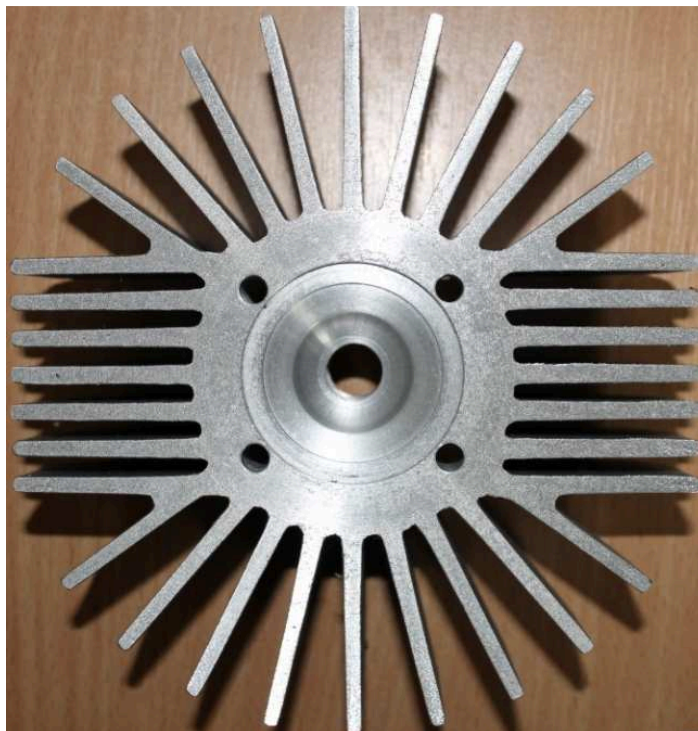
$$V_{su} = \frac{V_{eu}}{\varepsilon_{su} - 1} = \frac{29,5}{8 - 1} = 4,2 \text{ cm}^3$$

$$V_{eu} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot E_{vu} = \frac{\pi \cdot 38^2}{4} \cdot 26 = 29487 \text{ mm}^3 = 29,5 \text{ cm}^3$$

$$E_{vu} = 26 \text{ mm}$$

### Teoretický kompresní poměr

$$\varepsilon_{Ts} = \frac{V_v + V_{su}}{V_{su}} = \frac{49,9 + 4,2}{4,2} = 12,9:1$$



Obr. 3.13 Hlava upraveného motoru

### 3.2.3 Úprava pístu motoru

Sériový píst se dvěma pístními kroužky lze použít do upraveného motoru Jawy 50-21 pouze tehdy, pokud otáčky motoru nejsou vyšší než  $8800 \text{ min}^{-1}$ .

Pro upravený válec je použit píst s jedním pístním kroužkem, díky kterému se snížilo tření a motor může dosahovat vyšších otáček. Výška kroužku je 1,5 mm. Výhodou tenčího pístního kroužku je to, že lépe dosedne na plochu válce. Tím dojde k lepšímu těsnění.

V pístu, pod drážkou na pístní kroužek, je vytvořený otvor pro plnění třetího přepouštěcího kanálu. Nevýhodou je, že tento otvor oslabuje píst. Výhodou je chlazení pístu čerstvou směsí. Pro ještě lepší tvar spalovacího prostoru je středová část dna pístu rovná a v místě antidekonační štěrby zakulacená.



Obr. 3.14 Píst upraveného motoru

### 3.2.4 Sací soustava pro upravený válec

Původní karburátor byl nahrazen novým karburátorem značky DellOrto PHBG o velikosti difuzoru 21 mm. Délka sacího potrubí se volí dle dosahovaných otáček motoru. Čím jsou vyšší otáčky motoru, tím se volí kratší potrubí. Pro nový karburátor bylo vyrobeno nové sací koleno o průřezu 415 mm<sup>2</sup>. Délka sacího kolene je 45 mm.

**Velikost karburátoru byla orientačně určena dle následujícího vzorce:**

$$D_k = K \cdot \sqrt{V_v \cdot n_{pu}} = 0,9 \cdot \sqrt{0,05 \cdot 10000} = 20,1 \text{ mm} \quad (6)$$

$$n_{pu} = 10000 \text{ min}^{-1}$$

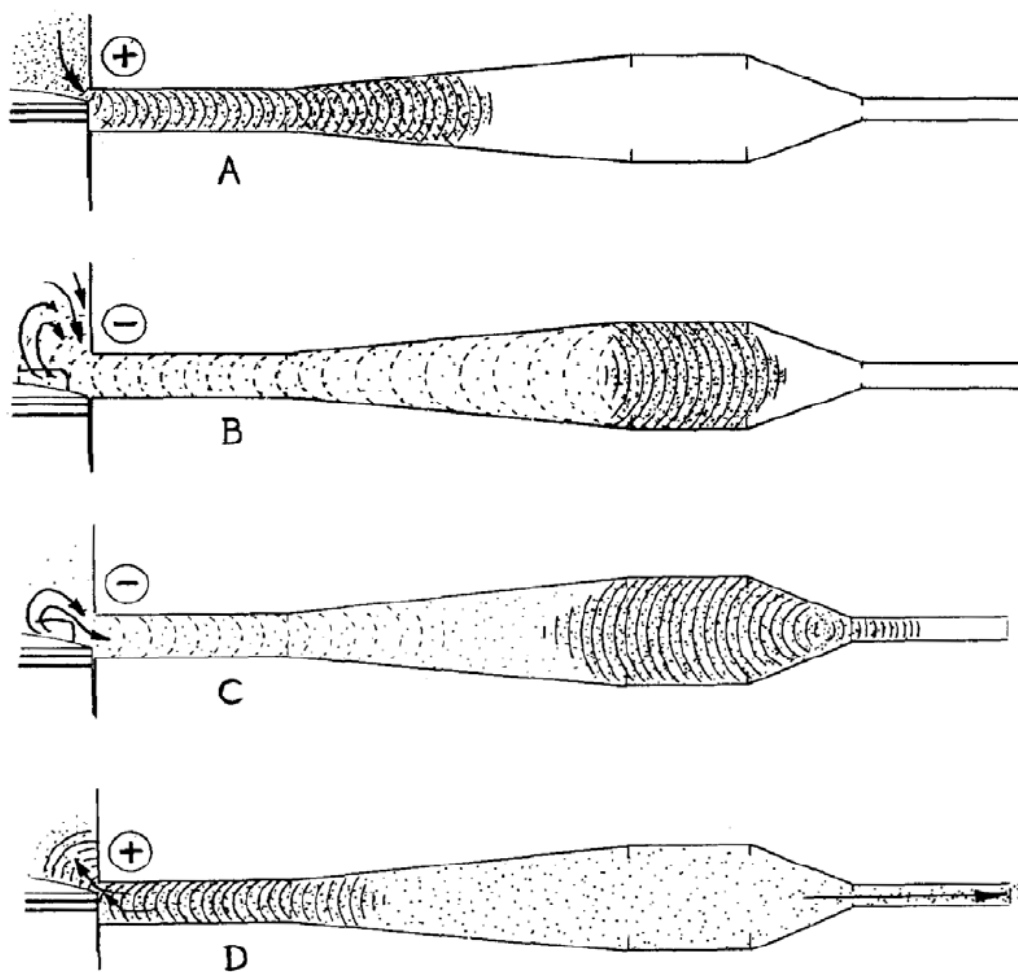
Pro sportovní motocykly se volí konstanta K v rozmezí 0,8 až 0,9. Při výpočtu velikosti karburátoru se počítá s objemem motoru v dm<sup>3</sup>.



Obr. 3.15 Kompletní sací soustava upraveného motoru

### 3.2.5 Návrh výfukové soustavy

Při otevření výfukového kanálu dochází nejen k úniku plynů, ale taky k úniku čerstvé směsi do výfukového potrubí. Proto byl pro upravený motor vyroben rezonanční výfukový systém, který zamezuje zbytečnému úniku čerstvé směsi. Nevýhodou je, že ho nelze zkonstruovat tak, aby dodával výkon v celém rozsahu otáček.

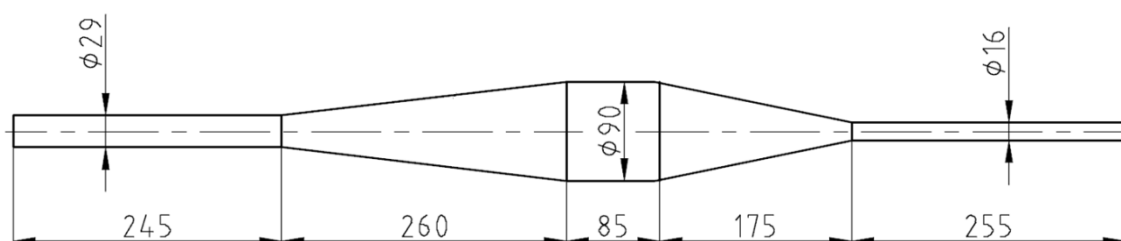


Obr. 3.16 Princip rezonančního výfuku [3]



Při návrhu tvaru a rozměrů rezonančního výfuku bylo vycházeno z předchozích zkušeností. Pro stejný válec, který je jen trochu jinak načasován, jsou pokaždé jiné rozměry výfuku.

Po zkonstruování byl výfuk osazen na upravený motor a podroben zkouškám. Podle toho, jak fungoval motor, se upravovala jeho délka a kuželovitost. Výsledný návrh výfuku je na obrázku 3.17.



Obr. 3.17 Výfuková soustava upraveného motoru

### 3.3 Výkonová charakteristika upraveného motoru

Po konzultaci s odborníkem na dvoudobé motory, byl určen výkon motoru.

#### Maximální výkon motoru

$$P_{mu} = 5,9 \text{ kW} / 10000 \text{ min}^{-1}$$

#### Maximální krouticí moment

$$M_{kmu} = \frac{P_{mu} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{Mu}} = \frac{5900 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 8000} = 7,04 \text{ Nm} \quad (7)$$

$$n_{Mu} = 8000 \text{ min}^{-1}$$

## 4 KONTROLA ÚNOSNOSTI VYBRANÝCH DÍLŮ MOTORU

V tomto bodě je provedena kontrola vybraných dílů upraveného motoru. Pokud některá součást pevnostně nevyhoví, navrhne se pro ni vhodnější konstrukční řešení.

Pro kontrolu jsou vybrány součásti, s nimiž byly při zkoušení motoru největší problémy. Mezi ně patří hřídel s rovnobokým drážkováním na výstupu z převodovky a sekundární řetěz.

### 4.1 Výpočet spojení pomocí drážkování

Tento bod se zabývá kontrolou rovnobokého drážkování a návrhem vhodnějšího spoje na výstupní hřídeli z převodovky.

#### 4.1.1 Výpočet krouticího momentu na výstupu z převodovky

Při kontrole je třeba počítat s největším krouticím momentem - tedy s krouticím momentem při prvním převodovém stupni. Obrázek pro výpočet převodového poměru a účinnosti je v přílohách.

Tab. 4.1 Hodnoty pro výpočet krouticího momentu na výstupu z převodovky

$z_{p1}$	$z_{p2}$	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$\eta_{vl}$	$\eta_{kl}$	$\eta_{oz}$	$\eta_{př}$
14	34	14	23	14	23	0,99	0,95	0,98	0,97

**Převodový poměru na výstupu z převodovky pro první převodový stupeň**

$$i_{v1} = \frac{z_{p2}}{z_{p1}} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{34}{14} \cdot \frac{23}{14} \cdot \frac{23}{14} = 6,55$$

**Účinnost převodovky**

$$\eta_c = \eta_{vl}^3 \cdot \eta_{kl}^3 \cdot \eta_{oz}^2 \cdot \eta_{př} = 0,99^3 \cdot 0,95^3 \cdot 0,98^2 \cdot 0,97 = 0,78$$

## Krouticí moment

$$M_{kv} = M_{kmu} \cdot i_{v1} \cdot \eta_c = 7,04 \cdot 6,55 \cdot 0,78 = \mathbf{35,97 \text{ Nm}} \quad (8)$$

### 4.1.2 Kontrolní výpočet rovnobokého drážkování

Rovnoboké drážkování přenáší krouticí moment z hřídele na pastorek. Při identifikaci bylo zjištěno že se jedná o střední řadu, ale jeden rozměr ( $d_r$ ) je atypický.

Tab. 4.2 Rozměry rovnobokého drážkování

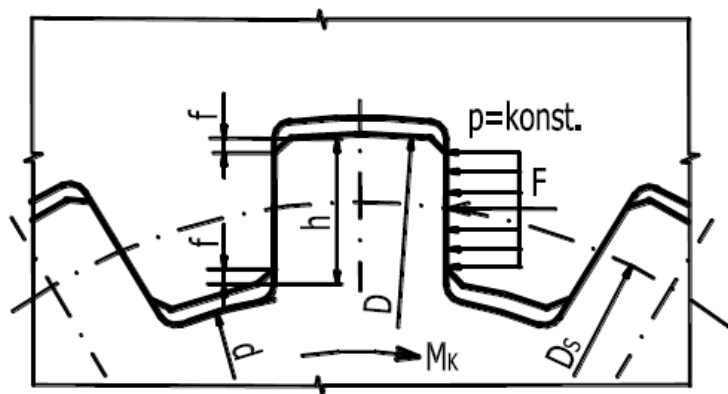
$z_r$	$d_r$ [mm]	$D_r$ [mm]	$b_r$ [mm]
6	17	20	4

### Výpočet středního průměru

Na povrchu drážkování je vyroben závit M20 x 1,5, který oslabuje jeho únosnost. Proto bude rozměr  $D_r$  nahrazen rozměrem  $d_2$  - tedy středním průměrem závitu.

$$D_{sr} = \frac{d_2 + d_r}{2} = \frac{19,026 + 17}{2} = \mathbf{18,01 \text{ mm}}$$

$$d_2 = 19,026 \text{ mm} \rightarrow \text{Rozměr určen dle [6]}$$



Obr. 4.1 Rovnoboké drážkování [9]

### Výpočet obvodové síly na průměru $D_{sr}$

$$F_{or} = \frac{2 \cdot M_{kv}}{D_{sr}} = \frac{2 \cdot 35970}{18,01} = 3994,45 \text{ N} \quad (9)$$

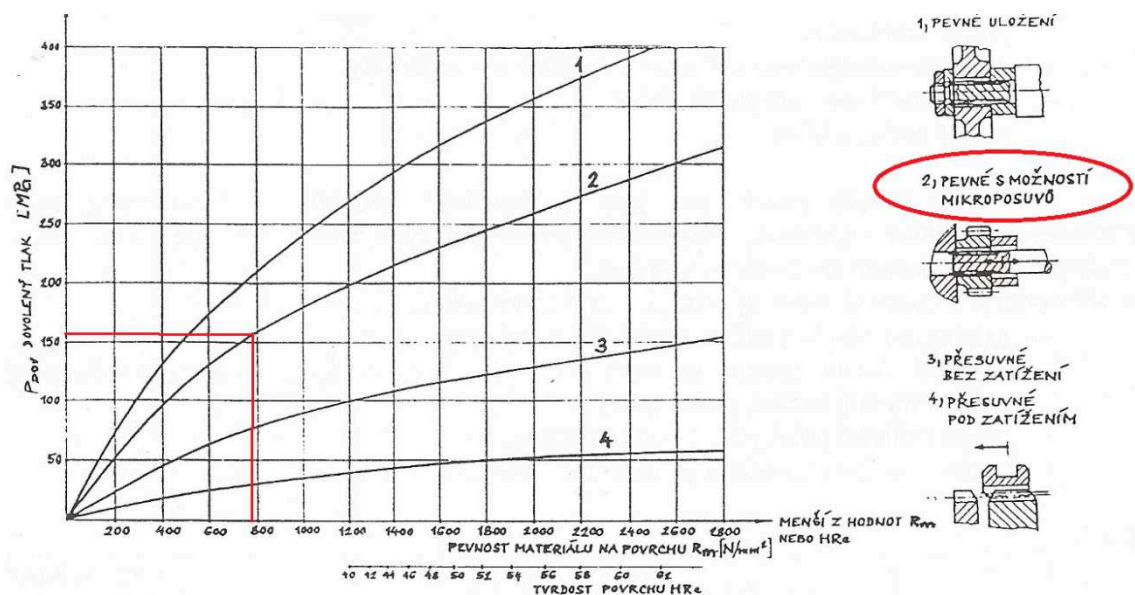
### Skutečná účinná plocha boků drážek na 1 mm délky drážkového spojení

$$f'_r = \frac{3}{4} \cdot z_r \cdot \left( \frac{d_2 - d_r}{2} - 2 \cdot f_r \right) = \frac{3}{4} \cdot 6 \cdot \left( \frac{19,026 - 17}{2} - 2 \cdot 0,3 \right) = 1,86 \text{ mm}$$

$$f_r = 0,3 \text{ mm} \rightarrow \text{Rozměr určen dle [9]}$$

### Pevnostní kontrola

Jelikož materiál hřídele není známý, bude se počítat s ocelí 14 220.4.



Obr. 4.2 Určení dovoleného tlaku [12]

$$p_r = \frac{F_{or}}{f'_r \cdot l_p} = \frac{3994,45}{1,86 \cdot 4,5} = 477,23 \text{ MPa} \quad (10)$$

$p_r \leq p_D \rightarrow$  Podmínka není splněna  $\rightarrow$  spoj nevyhovuje

$R_m = 785 \text{ MPa} \rightarrow$  určeno dle [6]

$p_D = 155 \text{ MPa} \rightarrow$  určeno dle obr. 4.2

$l_p = 4,5 \text{ mm}$

Rovnoboké drážkování nevyhovuje podmínkám pro přenos krouticího momentu. Přestože se první převodový stupeň využíval jen při rozjezdech, došlo časem k destrukci drážkování.

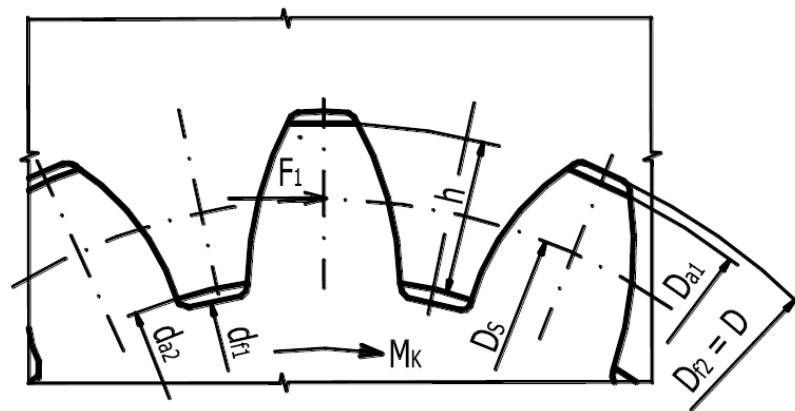
#### 4.1.3 Návrh a výpočet evolventního drážkování

Pro přenos krouticího momentu bylo zvoleno evolventní drážkování dle ČSN 01 4952. Rozměry drážkování byly určeny dle [9]

$D_e = 20 \text{ mm}$

$m_e = 2 \text{ mm}$

$z_e = 8$



Obr. 4.3 Rovnoboké drážkování [9]

Na povrchu drážkování bude vyroben závit M20 x 1,5  $\rightarrow$  při výpočtech je průměr  $D_{a1}$  nahrazen středním průměrem závitu  $d_2$ .

### Výpočet středního průměru náboje

$$D_{se} = \frac{d_2 + d_{a2}}{2} = \frac{19,026 + 16}{2} = 17,51 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = D_e - 2 \cdot m_e = 20 - 2 \cdot 2 = 16 \text{ mm}$$

### Společná výška stykové plochy

$$h_e = \frac{d_2 - d_{a2}}{2} = \frac{19,026 - 16}{2} = 1,51 \text{ mm}$$

### Tlak mezi drážkami

$$p_e = \frac{2 \cdot M_{kv}}{D_{se} \cdot z_e \cdot \varphi \cdot h_e \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 35970}{17,51 \cdot 8 \cdot 0,75 \cdot 1,51 \cdot 4,5} = 100,77 \text{ MPa} \quad (11)$$

$$p_e \leq p_D \rightarrow \text{Podmínka splněna} \rightarrow \text{navržený spoj vyhovuje}$$

$$\varphi = 0,75$$

## 4.2 Pevnostní kontrola sekundárního řetězu

Na motocyklu je použitý tento řetěz: ŘETĚZ 109 ČLÁNKŮ 086 - 1 ČSN 02 3311.2. Bude se kontrolovat proti přetržení a otlačení.

### 4.2.1 Kontrola řetězu proti přetržení

Při výpočtech musí řetěz splnit podmínky statické a dynamické bezpečnosti.

### Roztečný průměr hnacího řetězového kola

$$D_{s1} = \frac{t_s}{\sin \cdot \frac{180}{z_{s1}}} = \frac{12,70}{\sin \cdot \frac{180}{13}} = 53,068 \text{ mm}$$

$$z_{s1} = 13$$

$$t_s = 12,70 \text{ mm} \rightarrow \text{určeno dle [6]}$$

### Skutečná osová vzdálenost

$$A_{SK} = \frac{t_s}{8} \cdot \left[ 2 \cdot X - z_{s1} - z_{s2} + \sqrt{(2 \cdot X - z_{s1} - z_{s2})^2 - F \cdot (z_{s2} - z_{s1})^2} \right] \quad (12)$$

$$A_{SK} = \frac{12,70}{8} \cdot \left[ 2 \cdot 109 - 13 - 55 + \sqrt{(2 \cdot 109 - 13 - 55)^2 - 0,8127 \cdot (55 - 13)^2} \right]$$

$$A_{SK} = \mathbf{468,54 \text{ mm}}$$

$$z_{s2} = 55$$

$$X = 109$$

$$F = 0,8127 \rightarrow \text{určeno dle [10]}$$

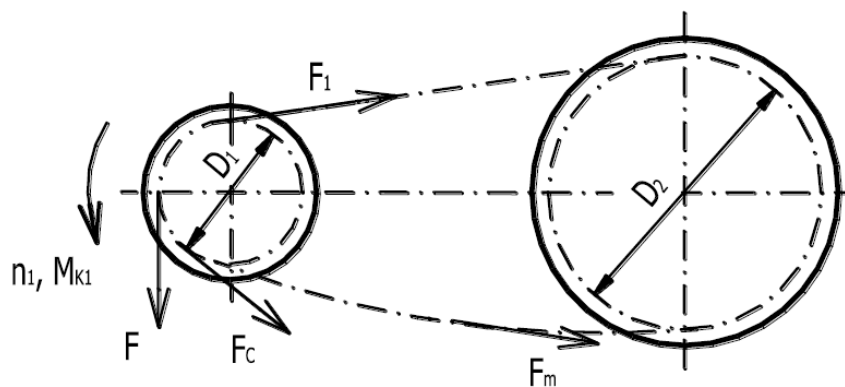
### Výpočet obvodové síly

$$F_{os} = \frac{P_v}{v_s} = \frac{4602}{4,24} = \mathbf{1085,38 \text{ N}} \quad (13)$$

$$P_v = P_{mu} \cdot \eta_c = 5900 \cdot 0,78 = 4602 \text{ W}$$

$$v_s = \frac{\pi \cdot D_{s1} \cdot n_{s1}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,053 \cdot 1526,72}{60} = 4,24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$n_{s1} = \frac{n_p}{i_{v1}} = \frac{10000}{6,55} = 1526,72 \text{ min}^{-1}$$



Obr. 4.4 Tahové síly působící na řetěz [10]

### **Tahová složka odstředivé síly**

$$F_{cs} = m_{s1} \cdot v_s^2 = 0,56 \cdot 4,24^2 = \mathbf{10,07 \text{ N}} \quad (14)$$

$$m_{s1} = 0,56 \text{ kg} \rightarrow \text{určeno dle [6]}$$

### **Tahová složka od tíhy volné dolní větve řetězu**

$$F_{ms} \cong \frac{m_{s1} \cdot A_{SK}^2}{8 \cdot h_s} \cdot g = \frac{0,56 \cdot 0,4685^2}{8 \cdot 0,0047} \cdot 9,81 = \mathbf{32,07 \text{ N}} \quad (15)$$

$$h_s = 0,01 \cdot A_{SK} = 0,01 \cdot 0,468 = 0,0047 \text{ m}$$

### **Výsledná tahová síla v řetězu**

$$F_{s1} = F_{os} + F_{cs} + F_{ms} = 1085,38 + 10,07 + 32,07 = \mathbf{1127,52 \text{ N}} \quad (16)$$

### **Statická bezpečnost**

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_{s1}} = \frac{17800}{1127,52} = \mathbf{15,8} \quad (17)$$

$$F_{pt} = 17,8 \text{ kN} \rightarrow \text{určeno dle [6]}$$

$$k_s \geq 7 \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

### **Dynamická bezpečnost**

$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_{s1} \cdot Y} = \frac{17800}{1127,52 \cdot 2,5} = \mathbf{6,3} \quad (18)$$

$$Y = 2,5 \rightarrow \text{určeno dle [10]}$$

$$k_d \geq 5 \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$



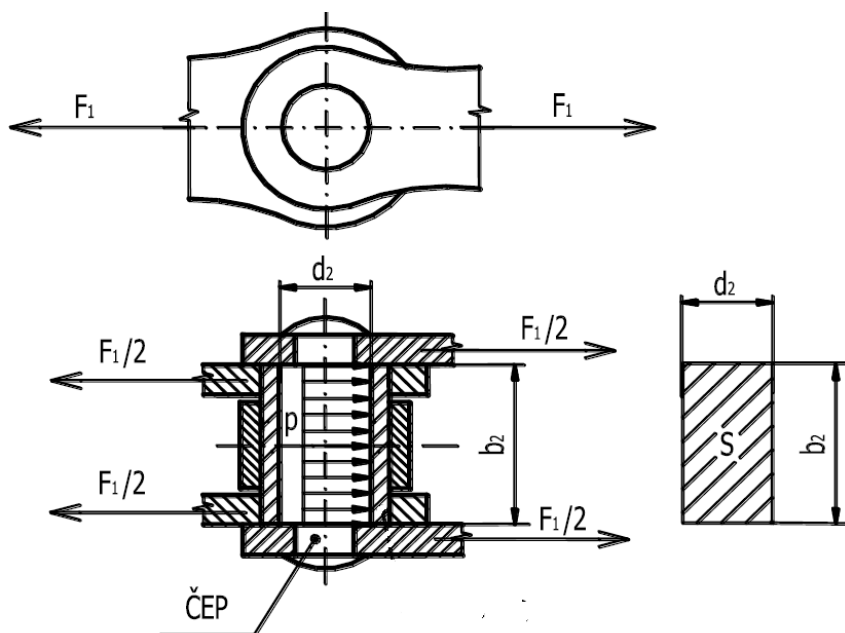
#### 4.2.2 Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

U motocyklů pro sportovní účely se neřeší životnost řetězu a volí se maximální dovolený měrný tlak v kloubu  $p_{Dř} = 40 \text{ MPa} \rightarrow$  určeno dle [10].

$$p_v = \frac{F_{s1}}{S_k} = \frac{1127,52}{40} = \mathbf{28,19 \text{ MPa}} \quad (19)$$

$$S_k = 40 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{určeno dle [6]}$$

$$p_v \leq p_D \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$



Obr. 4.5 Měrný tlak v kloubu řetězu [10]

Všechny pevnostní podmínky byly splněny. V tomto případě lze konstatovat, že původní řetěz pro upravený motor vyhovuje.

## 5 ZÁVĚR

Úkolem práce bylo zvolit vhodný dvoudobý zážehový motor a pro něj navrhnout konstrukční úpravu, která zajistí zvýšení výkonu alespoň o 20%. Po navržení úprav provést kontrolu vybraných součástí motoru.

V úvodní části je popsán vývoj, princip a využití dvoudobého zážehového motoru. Poté se práce zabývá rozborem dvoudobého motoru motocyklu Jawa 50-21. Zde byla zaměřena pozornost na popis výkonových částí motoru. Mezi tyto části patří válec, hlava válce, píst, sací a výfukový systém.

Pro zvolený motor byla navržena vhodná konstrukční úprava. Největší vliv na výkonovou charakteristiku má válec motoru. Ve válci byl upraven sací a výfukový kanál. Současně se zvětšením časování byla zvětšena i jejich průtočná plocha. Aby se dosáhlo zlepšení vyplachování válce, byl přidán třetí přepouštěcí kanál. Pro upravený válec se musel vyrobit nový píst. Píst byl vyroben s jedním pístním kroužkem z důvodu snížení tření. V jeho horní části byl vyfrézovaný otvor pro plnění třetího kanálu. Poté byla navržena nová hlava se symetrickým spalovacím prostorem a větší plochou chladících žebor. Zároveň byla navržena nová sací a výfuková soustava. Po srovnání s výkonovými parametry sériového motoru došlo k nárůstu výkonu o 127% a maximálního krouticího momentu o 67%.

Při testování upraveného motoru došlo k poruše rovnobokého drážkování na výstupní hřídeli z převodovky. Proto byla provedena pevnostní kontrola a ta nevyhověla. Současně bylo navrženo vhodné evolventní drážkování. Díky tomu byl zajištěn bezpečný přenos krouticího momentu. Poté se provedla kontrola sekundárního řetězu. Ten vyhověl všem pevnostním podmínkám a proto nebyl nijak dále upravován.

Všechny stanovené cíle bakalářské práce byly splněny v plném rozsahu. Z dosažených výsledků je patrné, že při úpravách se nehledí na životnost ani spotřebu motoru. Žene se pouze za špičkovým výkonem i za cenu poruch a destrukcí některých komponentů v motoru.

## 6 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BLAIR, Gordon P. *Design and simulation of two-stroke engines*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1996, 623 s. ISBN 15-609-1685-0.
- [2] BELL, A. *Two-stroke performance tuning*. 2nd ed. Newbury Park, Calif., USA: Haynes North America, 1999, 271 p. ISBN 18-596-0619-9.
- [3] JENNINGS, Gordon. *Two-stroke tuner's handbook*. Tucson, AZ: HP Books, 1986c1973, 156 s. ISBN 09-126-5641-7.
- [4] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory: Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství*, 2005. 235 s.
- [5] HUSÁK, Pavel. *Upravujeme motocykl na závod*, Praha, STNL, 1972. 163 s.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006, xiv, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [7] PAVLŮSEK, Alois. *Motocykly Jawa 50-90 cm<sup>3</sup>: historie, technika, prototypy, sport*. 1. vyd. Brno: CPress, 2012, 176 s. Motoalbum (CPress). ISBN 978-80-264-0044-8.
- [8] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 128 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [9] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj: vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2011, 31 s. ISBN 80-248-0542-1.
- [10] KALÁB, Květoslav. *Návrh, výpočet, montáž, mazání a údržba řetězového převodu: vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2014, 30 s.
- [11] POVÁŽSKÉ STROJÁRNY N. P. *Návod na obsluhu Jawa 50*. 9. vydání. Povážská Bystrica, 1979.
- [12] MORAVEC, Vladimír. *Základní teze z předmětu Části a mechanismy strojů III*. Ostrava, 2000, 28s.

## **7 SEZNAM PŘÍLOH**

- Obrázek pro bod 4.1.1
- Sestavný výkres motoru SB3KSS01 - CIE0047 - 01
- Výrobní výkres vložky válce SB3KSS01 - CIE0047 - 02

# OBRÁZEK PRO BOD 4.1.1

